

EVALUACIÓN DE LA EFICIENCIA DE GENERADORES DE VAPOR – ESTUDIO DE CASO: ECOPETROL S.A.

LUIS MIGUEL LÓPEZ POSADA
1088314763

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
Pereira, julio de 2017

**EVALUACIÓN DE LA EFICIENCIA DE GENERADORES DE VAPOR – ESTUDIO DE
CASO: ECOPETROL S.A.**

**LUIS MIGUEL LÓPEZ POSADA
1088314763**

Director:

JUAN ESTEBAN TIBAQUIRÁ GIRALDO, Ph.D.

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
Pereira, julio de 2017**

EVALUACIÓN DE LA EFICIENCIA DE GENERADORES DE VAPOR – ESTUDIO DE CASO: ECOPETROL S.A.

Nota de aceptación

Juan Esteban Tibaquirá Giraldo, Ph.D.

Director

Juan Esteban Tibaquirá Giraldo, Ph.D.

Director Programa Ingeniería de Mecánica

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Diagrama de flujo lado agua y lado fuego del sistema de generación de vapor.

Figura 2. Fotografía de la caldera SB-2955 costado oriental.

Figura 3. Representación esquemática de las calderas de la unidad.

Figura 4. Balance de energía en el sistema de generación de vapor.

Figura 5. Circuito térmico para la transferencia de calor desde la cubierta de la caldera.

Figura 6. Tendencia de la eficiencia en diferentes cargas para la caldera SB2951.

Figura 7. Tendencia de la eficiencia en diferentes cargas para la caldera SB2952.

Figura 8. Tendencia de la eficiencia en diferentes cargas para la caldera SB2954.

Figura 9. Relación entre el vapor generado vs el consumo de gas combustible.

Figura 10. Resultados obtenidos en el Software EES.

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Características técnicas calderas de Servicios Industriales Balance.

Tabla 2. Áreas de las superficies de transferencia de calor de la caldera.

Tabla 3. Características técnicas del tambor de vapor.

Tabla 4. Características técnicas del tambor de lodos.

Tabla 5. Características técnicas del calentador de aire.

Tabla 6. Características técnicas del economizador.

Tabla 7. Resultado de cromatografía realizada al gas combustible.

Tabla 8. HHV de los componentes del gas combustible.

Tabla 9. Mediciones para el cálculo de la pérdida de calor para la caldera SB2951.

Tabla 10. Variables medidas para las calderas SB2951/2/4.

Tabla 11. Resultados para las pérdidas y eficiencia de la caldera SB2951.

Tabla 13. Resultados para las pérdidas y eficiencia de la caldera SB2952.

Tabla 14. Resultados para las pérdidas y eficiencia de la caldera SB2954.

1. INTRODUCCIÓN

Las calderas de la unidad de Balance juegan un papel importante para la producción de la refinería de Barrancabermeja ya que gran parte de los procesos de refinación requieren vapor para el intercambio térmico, calentamiento de tanques, actividades de mantenimiento, accionamiento de bombas y generación de energía eléctrica, por tanto, se hace indispensable asegurar la confiabilidad de los sistemas de generación de vapor. Con el fin de establecer un indicador que proporcione la información necesaria para tomar decisiones operativas con más criterio, en busca de la optimización del proceso de generación de vapor, la reducción del costo en gas combustible y el cumplimiento de normas ambientales se presenta en éste documento el test de rendimiento de tres calderas de tipo acuotubular utilizando la metodología de medición y cálculo propuesta por la norma ASME PTC 4.1 y el desarrollo de un programa en el Software *EES* que permita realizar la evaluación para diferentes condiciones de operación.

2. OBJETIVOS

Evaluar la eficiencia de los generadores de vapor del área de Balance de la Refinería de Barrancabermeja mediante el método indirecto siguiendo las recomendaciones y la metodología de cálculo que propone la norma ASME PTC 4.1.

2.1. Objetivos Específicos

- 2.1.1. Realizar la caracterización del sistema de generación de vapor identificando cada uno de sus componentes.
- 2.1.2. Elaborar diagrama de flujo del proceso de generación de vapor.
- 2.1.3. Realizar balance de masa y energía al sistema de generación de vapor.
- 2.1.4. Plantear y programar en el software *EES* metodología de cálculo de la eficiencia.
- 2.1.5. Realizar curvas de eficiencia para diferentes condiciones de carga y operación.
- 2.1.6. Realizar análisis de resultados y emitir recomendaciones a potenciales de ahorro energético.

3. CARACTERIZACIÓN DEL SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR

Las calderas de la unidad de Servicios Industriales Balance son de tipo acuotubular, por su forma de construcción son de tipo D ya que el tambor de vapor está directamente encima del tambor de lodos unidos verticalmente por una serie de tubos y el resto de tubos se extiende horizontalmente desde los tambores de vapor y lodos hasta las paredes del horno donde se convierten en tubos de pared de agua. El agua de alimentación de las calderas proviene del desaireador DH2951 el cual recibe agua de la planta de Ósmosis Reversa y de condensados que se recuperan después de haber transferido calor en procesos, en el desaireador son retirados los gases disueltos en el agua como oxígeno y dióxido de carbono (que pueden causar corrosión en las superficies de transferencia de la caldera). Primero mediante un proceso de desaireación mecánica aprovechando el principio de la disminución de la solubilidad de los gases en un líquido al aumentar la temperatura de éste y posteriormente mediante desaireación química adicionando bisulfito de sodio para eliminar las trazas de oxígeno. El agua de alimentación es recibida por el economizador en el cual se aprovecha la temperatura de los gases producto de la combustión para elevar la temperatura del agua casi hasta la temperatura de saturación para luego entrar al tambor de vapor. El principio de circulación del agua es natural, al calentarse el agua que se encuentra en el tambor de lodos disminuye su densidad, al ser menor que la densidad del agua de alimentación, esta tiende a subir al tambor de vapor y el agua que está entrando tiende a caer. Los tambores de la caldera tienen conectado un circuito de tubos en lados opuestos, uno de estos permanece a mayor temperatura que el otro, burbujas de vapor se forman en el circuito más caliente generalmente llamado elevador o riser en inglés. La mezcla agua-vapor resultante es desplazada por la masa de agua más densa que se encuentra en el circuito menos caliente denominado bajante o downcomers, permitiendo la circulación. El vapor saturado pasa por el supercalentador el cual está dispuesto en la zona radiante del hogar elevando la temperatura del vapor por encima de la saturación obteniéndose finalmente vapor sobrecalentado a una presión de 4.14 MPa y temperatura aproximada de 398.88° C. El aire para la combustión es tomado de la atmósfera entrando por la chimenea de succión de aire para luego ser trasegado por un ventilador de tiro forzado el cual le da al aire la energía necesaria para suplir las pérdidas y mantener una presión positiva dentro del encerramiento de la caldera. A la descarga del ventilador se encuentra el precalentador de aire en el cual se eleva la temperatura del

mismo intercambiando calor con vapor que va por los tubos con el fin de reducir su contenido de humedad, posteriormente pasa al calentador intercambiando calor con los gases de escape en dos pasos por el lado externo de los tubos para finalmente dirigirse por el ducto de aire hasta el registro de los quemadores. En la Figura 1 se presenta el diagrama de flujo que describe el recorrido del agua, el aire y los gases de escape.

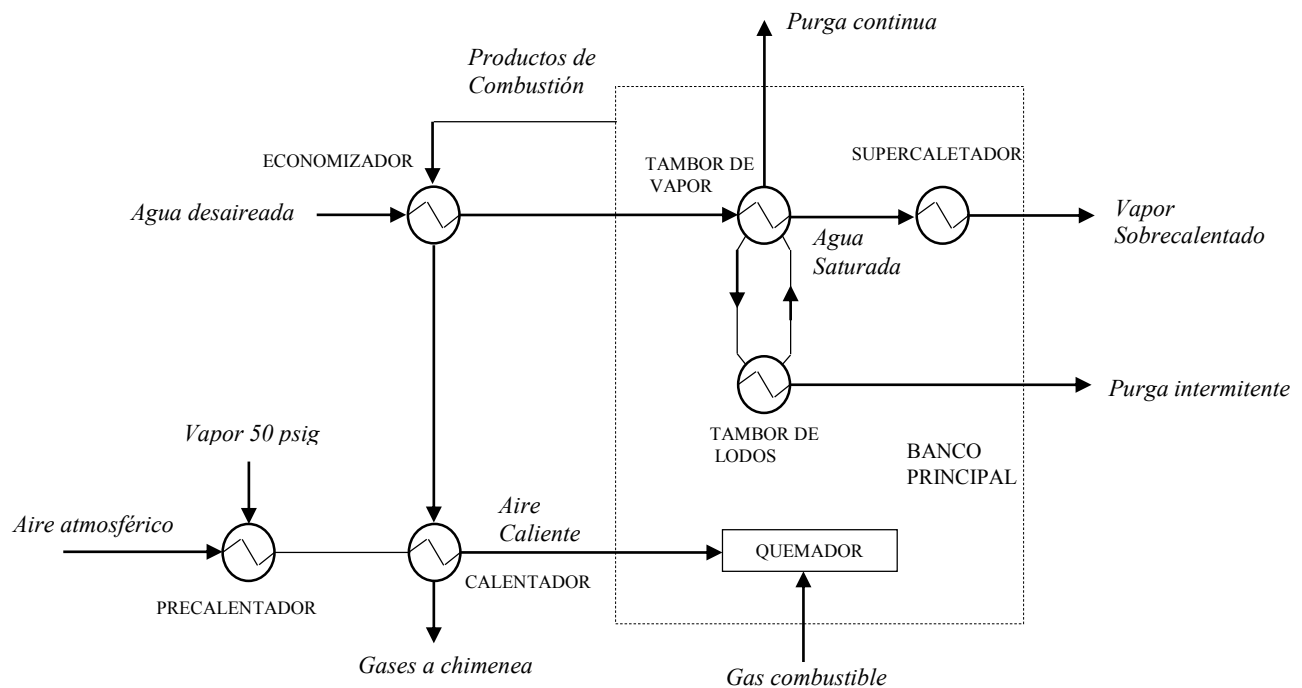


Figura 1. Diagrama de flujo lado agua y lado fuego del sistema de generación de vapor.

En la Tabla 1 se presentan las características principales de las calderas las cuales fueron originalmente diseñadas para quemar combustible líquido, pero por aspectos de regulación ambiental y previas modificaciones en los quemadores, actualmente utilizan combustible gaseoso.

Fabricante	DISTRAL S.A.		
Año de construcción	1975		
Presión de diseño	700 psig		
Presión de vapor saturado	600 psig		
Presión prueba hidrostática tambor de vapor	1050 psig (Tambor de vapor)		
Presión prueba hidrostática tambor de lodos	715 psig (Tambor de lodos)		
Tipo de combustible	Gas	Gas	Gas
Flujo de vapor [klb/h]	325	195	81.25
Purga continua % Feed water	5	5	5
Presión de vapor salida del supercalentador [psig]	600	600	600
Temperatura del vapor salida del supercalentador [°F]	750	745	735
Exceso de aire [%]	10	10	10
Presión del tambor de vapor [psig]	650	618	603
Flujo de aire de entrada al calentador [klb/h]	399.40	236.60	97.40
Flujo de gases salida del calentador [klb/h]	421.20	249.50	102.70
Temperatura de agua de alimentación [°F]	250	250	250
Temperatura del agua salida del economizador [°F]	306	303	292
Temperatura del aire entrada a la caldera [°F]	75	75	75
Temperatura del aire salida del calentador [°F]	392	338	290
Temperatura de los gases del hogar [°F]	2405	2130	1735
Temperatura de gases de la caldera [°F]	800	700	576
Temperatura de gases a la salida del economizador [°F]	640	556	455
Temperatura de los gases a la salida del calentador [°F]	425	383	319
Caída de presión del aire en calentador de aire [inwg]	2.23	0.78	0.13
Caída de presión del aire por ducto de aire [inwg]	0.76	0.27	0.05
Caída de presión del aire a través de quemadores [inwg]	4.75	1.67	0.28
Caída de presión del aire en precalentador de aire [inwg]	1.00	0.36	0.06
Caída de presión del aire en Venturi [inwg]	0.47	0.17	0.03
Caída de presión del aire en el silenciador [inwg]	1.50	0.54	0.09
Caída de presión de gases en el supercalentador [inwg]	0.13	0.05	0.01
Caída de presión de gases en caldera [inwg]	4.17	1.46	0.25
Caída de presión de gases en el economizador	1.07	0.38	0.06
Caída de presión de gases en calentador de aire [inwg]	1.16	0.41	0.07
Caída presión a través de ducto de gases [inwg]	0.61	0.21	0.04
Caída de presión total de aire y gases [inwg]	17.85	6.30	1.07
Flujo de combustible [klb/h]	21736	12874	5302
Poder calorífico “en bruto” [Btu/ft ³]	931	931	931
Pérdida de calor en el horno [Btu/ ft ³ -h]	30778	18229	7507
Pérdida de calor en el horno [Btu/ ft ² -h]	124185	72695	29690
Eficiencia de caldera HHV %	80.03	80.80	81.60
Eficiencia de caldera LHV %	87.92	88.76	89.65

Tabla 1. Características técnicas calderas de Servicios Industriales Balance.



Figura 2. Fotografía de la caldera SB-2955 costado oriental.

3.1. PARTES DEL SISTEMA

En la Figura 2 se hace una representación esquemática de las calderas de la unidad y de los componentes principales. Los materiales y el trabajo de todos los elementos sometidos a presión se encuentran en estricto cumplimiento con el código ASME, las normas ICONTEC y los requisitos de “The Hartford Steam Boiler Inspection And Insurance Company”. Las áreas de cada una de las superficies de transferencia de calor se encuentran consignadas en la Tabla 2.

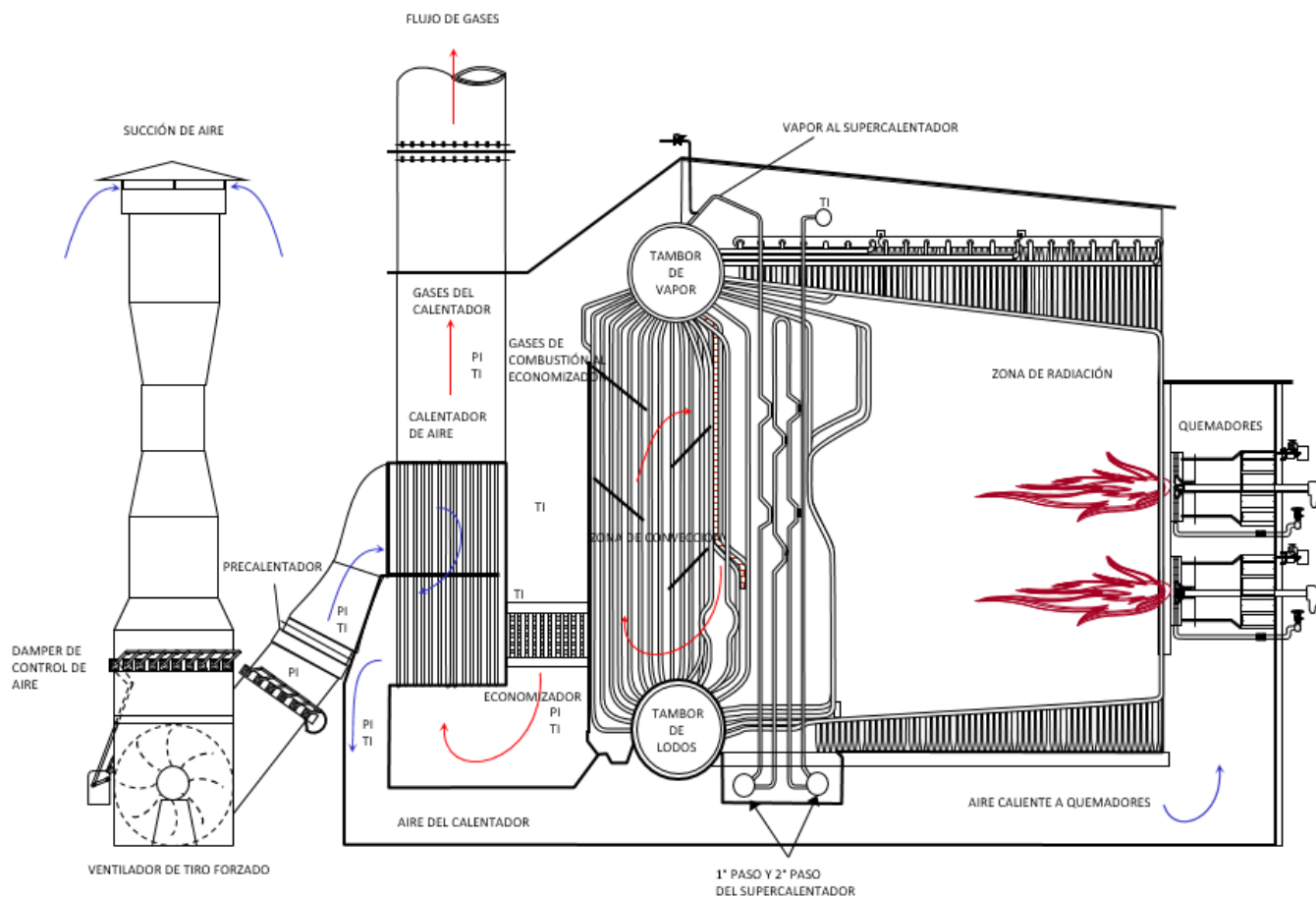


Figura 3. Representación esquemática de las calderas de la unidad. Fuente: Manual de Proceso de la Unidad. [2]

Superficies de transferencia	SB-2951/2/3/4	SB-2955
Convección	2025.21 m ²	2025.21 m ²
Radiación total en el hogar	346.06 m ²	335.27 m ²
Supercalentador	368.27 m ²	334.53 m ²
Calentador de aire	2844.29 m ²	2844.29 m ²
Banco principal	1723.30 m ²	2025.21 m ²
Economizador	325.33 m ²	335.55 m ²
Volumen total del hogar	1439.81 m ²	1453.93 m ²
Profundidad del hogar	6.33 m	5.95 m
Ancho del hogar	7.80 m	7.80 m

Tabla 2. Áreas de las superficies de transferencia de calor de la caldera. [2]

3.1.1. Tambor de vapor.

Es un recipiente a presión cilíndrico dispuesto horizontalmente en la parte superior de la caldera, recibe el agua de alimentación que proviene del economizador y en él se forman las fases de líquido y vapor, conectados a él se encuentran los tubos bajantes y ascendentes, la salida hacia el supercalentador y además posee válvulas de seguridad para protegerlo en caso de sobrepresionamiento. Debido a su gran volumen, propicia la separación de la mezcla saturada, proporciona un flujo continuo hacia los tubos risers y downcomers, facilita la circulación natural de la caldera y proporciona el espacio necesario para la recolección del volumen necesario de vapor.

Diámetro interior	60"
Espesor mínimo de pared	2-5/8" (2-13/16" para la caldera SB2955)
Longitud total a línea soldadas	27'-3"
Material	Lámina de acero con resistencia a la tensión de 70.000 psi.
Presión de diseño	700 psig
Presión hidrostática	1050 psig
Presión de operación	600 psig
Volumen	15.01 m ³

Tabla 3. Características técnicas del tambor de vapor. [2]

3.1.2. Tambor de lodos.

Recipiente cilíndrico a presión dispuesto horizontalmente en la parte inferior de la caldera, en él se depositan los sólidos que después del tratamiento químico del agua en el tambor de vapor caen al fondo del circuito de agua y son retirados mediante purgas intermitentes en el tambor de lodos, además este recibe el agua de los tubos bajantes y la distribuye a través de los tubos que conforman el hogar de la caldera permitiendo la circulación natural.

Diámetro interior	42"
Espesor mínimo de pared	1-7/8" (2 para la caldera SB2955)
Longitud total a línea soldadas	28'-5"
Material	Lámina de acero con resistencia a la tensión de 70.000 psi.
Presión hidrostática	715 psig

Tabla 4. Características técnicas del tambor de lodos. [2]

3.1.3. Supercalentador.

Es un circuito de tubería ubicado en la zona radiante del hogar de la caldera lo cual propicia la mayor absorción de calor elevando la temperatura del agua por encima de la temperatura de saturación y produciendo vapor sobrecalentado con características térmicas adecuadas para la transferencia de calor en procesos y la expansión en las turbinas de vapor evitando la condensación en las últimas etapas de la turbomáquina y por tanto la erosión de las partes móviles de la misma.

3.1.4. Precalentador de aire.

Es un intercambiador de calor ubicado entre la descarga del ventilador de tiro forzado y la entrada del calentador de aire, su función es elevar la temperatura mediante intercambio térmico con vapor para disminuir el contenido de humedad del aire y así evitar la corrosión en las cajas del circuito de aire.

3.1.5. Calentador de aire.

Es el último intercambiador de calor por el que pasan los gases producto de la combustión recuperando la última porción de energía de la combustión y bajando la temperatura de los gases de escape hasta un valor muy cercano al punto de rocío. Debido al contenido de azufre en el combustible los productos de la combustión llevan consigo compuestos sulfurosos que pueden condensarse en forma de gotas de ácido sulfúrico al entrar en contacto con superficies frías de la caldera. En este intercambiador los gases van por los tubos en un solo paso y el aire atraviesa en flujo cruzado en dos pasos.

Tipo	Tubular
Área efectiva de transferencia de calor	30600 ft ²
Pasos	1 paso de gas y 2 de aire
Diámetro externo de los tubos	2-1/2"
Espesor de los tubos	0.095"
Material	A 513 MT 1020
Espesor de placa	1"
Arreglo de los tubos	Escalonados

Tabla 5. Características técnicas del calentador de aire. [2]

3.1.6. Economizador.

Es un intercambiador de calor que aprovecha la energía térmica de los gases de combustión para aumentar la temperatura del agua de alimentación hasta una temperatura cercana a la de saturación logrando reducir el consumo de combustible y por tanto aumentando la eficiencia del generador de vapor. En este intercambiador los gases fluyen en contraflujo desde la parte superior a la inferior, por el contrario, el agua ingresa por la parte inferior, fluye por dentro de los tubos y sale por la parte superior debido al cambio de la densidad.

Localización	Salida del banco principal
Tipo de superficie	Lisa
Filas a lo alto	14
Filas a lo ancho	19
Espaciamiento transversal	3.75"
Espaciamiento longitudinal	6"
Diámetro exterior de tubos	2 x 0.150"
Material	SA-178 Gr. A

Tabla 6. Características técnicas del economizador. [2]

3.1.7. Quemadores.

Elementos que proporcionan la mezcla entre el aire y el gas combustible para favorecer la combustión, cuenta con registros de aire para cambiar la energía de presión en velocidad produciendo turbulencia y favoreciendo la mezcla. Están compuestos por un tubo encamisado, unido tubo y camisa por una boquilla perforada en forma circular por donde sale el gas a alta velocidad.

3.1.8. Ventilador de tiro forzado.

Ventilador centrífugo encargado de suministrar el aire requerido para la combustión y crear el tiro necesario para la circulación de los gases hacia la chimenea, este debe suplir las pérdidas en cada uno de los intercambiadores de calor y sistema de ductos por los que pasa el aire y los gases, además debe tener la capacidad suficiente para las condiciones de ensuciamiento de la caldera, la disminución en la calidad del combustible o el desgaste del mismo ventilador.

3.2. CARACTERIZACIÓN DEL COMBUSTIBLE

3.2.1. Composición

El combustible utilizado para proveer la energía calorífica en el sistema de generación de vapor es gas natural más otros gases residuales producto de procesos, para efectos de este trabajo se hablará de gas combustible cuya composición en volumen es determinada mediante cromatografía, prueba que es realizada y reportada dos veces al día en el sistema de información. En la siguiente tabla se pueden observar los resultados de una cromatografía realizada al gas combustible el día 04/05/2017:

RESULTADO CROMATOGRAFÍA GAS COMBUSTIBLE - 04/05/2017 10:02				
1	U2900-GAS_RECICLO_H2S	D-2953 GAS COMBUSTIBLE.H2S	0.103729002	% mol
2	U2950-N2-D_2953	NITROGENO EN EL GAS COMB.	1.837226987	% mol
3	U2950-O2-D_2953	OXIGENO EN EL GAS COMB.	0.014652	% mol
4	U2950-nC4-D_2953	n-BUTANO EN EL GAS COMB.	0.431234986	% mol
5	U2950-C2H4-D_2953	ETILENO EN EL GAS COMB.	2.662642956	% mol
6	U2950-C2H6-D_2953	ETANO EN EL GAS COMB.	4.976920128	% mol
7	U2950-C3H6-D_2953	PROPILENO EN EL GAS COMB.	2.896919012	% mol
8	U2950-C3H8-D_2953	PROPANO EN EL GAS COMB.	1.176799059	% mol
9	U2950-C5=-D_2953	TOTAL, OLEFINAS EN EL GAS COMB.	0.721561015	% mol
10	U2950-CH4-D_2953	METANO EN EL GAS COMB.	75.76387787	% mol
11	U2950-CO-D_2953	MONOXIDO DE CARBONO EN EL GAS COMB.	0.362922996	% mol
12	U2950-CO2-D_2953	DIOXIDO DE CARBONO EN EL GAS COMB.	0.719949007	% mol
13	U2950-H2-D_2953	HIDROGENO EN EL GAS COMB.	7.742076874	% mol
14	U2950-iC4-D_2953	ISOBUTANO EN EL GAS COMB.	0.372099012	% mol
15	U2950-iC5-D_2953	ISOPENTANO EN EL GAS COMB.	0.217390001	% mol

Tabla 7. Resultado de cromatografía realizada al gas combustible en el drum D2953.

El gas combustible es suministrado a cada una de las calderas a través de las válvulas principales de corte para luego dividirse en dos flujos, un flujo de gas al piloto del quemador y otro que pasa a través del controlador de flujo de gas hacia los quemadores de cada caldera y recibe señal del máster individual para controlar el flujo de gas requerido para la combustión. En la línea de gas combustible se cuenta con la facilidad de suministrar un flujo mínimo de gas a los quemadores para los procesos de encendido y caldeo.

3.2.2. Poder Calorífico

El poder calorífico de un combustible es el calor liberado por éste cuando es quemado completamente en un proceso de flujo estacionario y los productos de la combustión retornan al estado de los reactivos. Según el estado del agua formada en la combustión el poder calorífico se denota como poder calorífico superior cuando el H₂O está en estado líquido o poder calorífico inferior cuando el H₂O está en estado de vapor. El cálculo del poder calorífico se realizará con la composición del combustible así:

$$HHVGF = \frac{\sum(VpGj \times HHVj)}{100} \quad , \frac{kJ}{m^3} \quad [1]$$

HHVGF: Poder calorífico superior del combustible gaseoso en kJ/m^3 .

VpGj: Porcentaje en volumen del componente *j* del combustible gaseoso.

HHVj: Poder calorífico superior del componente *j* del combustible en kJ/m^3 .

Se utilizarán los siguientes valores de poder calorífico superior para cada componente del gas combustible [1]:

<i>Componente</i>	<i>HHV Componente [kJ/m³]</i>
H ₂	12079.35
CO	11941.49
CH ₄	37631.54
C ₂ H ₆	65933.43
C ₂ H ₄	59606.86
C ₃ H ₈	93747.23
C ₃ H ₆	86925.12
iC ₄	121356.11
C ₄ H ₁₀	121356.11
iC ₅	149147.56
C ₅ H ₁₀	143484.20
H ₂ S	23737.674
C ₅ H ₁₂	149147.560

Tabla 8. HHV de los componentes del gas combustible.

El poder calorífico de un combustible gaseoso habitualmente se da por unidades de volumen, para convertir a unidades de masa se utiliza la siguiente ecuación:

$$HHVF = \frac{HHVGF}{DnGF} \quad , \frac{kJ}{kg} \quad [2]$$

DnGF: Densidad del combustible en kg/m^3 .

3.2.3. Análisis Último

El análisis último del combustible es usado para calcular la cantidad de aire y los productos de la combustión. Cuando éste es expresado en porcentaje de masa los constituyentes considerados en los cálculos son C, H₂, N₂, S, O₂, H₂O y cenizas. Para este estudio no se incluirá los residuos de carbón sin quemar ya que no se cuenta con la facilidad para medir la cantidad de los mismos, por tanto, se asumirá que todo el carbón reacciona durante la combustión.

$$MpFk = 100 \frac{MvFk}{MwGF}, \quad \% \text{ masa} \quad [3]$$

$$MwGF = \sum MvFk \quad \% \text{ masa} \quad [4]$$

$$MvFk = Mwk \times \sum \frac{VpGj \times Mokj}{100}, \quad \text{kg/moles combustible} \quad [5]$$

Donde:

j = Componentes del combustible expresados en base de volumen como C₂H₄, C₂H₆, C₃H₆, etc.

k = Constituyentes del combustible expresados en base de masa, C, H₂, N₂, S, O₂ y H₂O.

$Mokj$ = Número de moles del constituyente k en el componente j .

$MpFk$ = Porcentaje de masa del constituyente k .

$VpGj$ = Porcentaje en volumen de los componentes del combustible gaseoso.

$MvFk$ = Masa del constituyente k por unidad de volumen de combustible en lbm/mol.

$MwGF$ = Peso molecular del combustible gaseoso en kg/mol.

Mwk = Peso molecular del constituyente k en kg/mol.

Para la composición del combustible presentada en la cromatografía de la Tabla 1 los porcentajes de masa de cada los constituyentes son: 73.42% C, 22.06% H₂, 2.77% N₂, 1.597% O₂, y 0.1795% S.

4. CÁLCULO DE LA EFICIENCIA POR EL MÉTODO INDIRECTO

El método indirecto o también denominado método de balance de energía es un procedimiento que permite evaluar el rendimiento de un generador de vapor por medio de la identificación y la medición de las pérdidas y créditos de energía que atraviesan la frontera del sistema, la norma ASME PTC 4.1 establece una metodología de cálculo basada en una serie de ecuaciones que permiten calcular cada una de las pérdidas y créditos. La eficiencia del combustible es el valor aceptado por el código para el test de rendimiento y es el adecuado para realizar evaluaciones económicas. Esta norma basa el cálculo de la eficiencia en el poder calorífico superior del combustible ya que es necesario calcular el LHV a partir de la medición del HHV, además la temperatura para el cálculo del calor latente de vaporización del agua producto de la combustión varía según las referencias.

4.1. Eficiencia por el método de balance de energía.

Según la primera ley de la termodinámica el cambio neto de la energía total del sistema durante un proceso es igual a la diferencia entre la energía que entra y la energía que sale del sistema:

$$\Delta E_{SISTEMA} = E_{ENTRADA} - E_{SALIDA} \quad [6]$$

Para la evaluación de los generadores de vapor en condiciones de estado estable se considera que el almacenamiento de energía es cero, por tanto:

$$E_{ENTRADA\ GV} = E_{SALIDA\ GV} \quad [7]$$

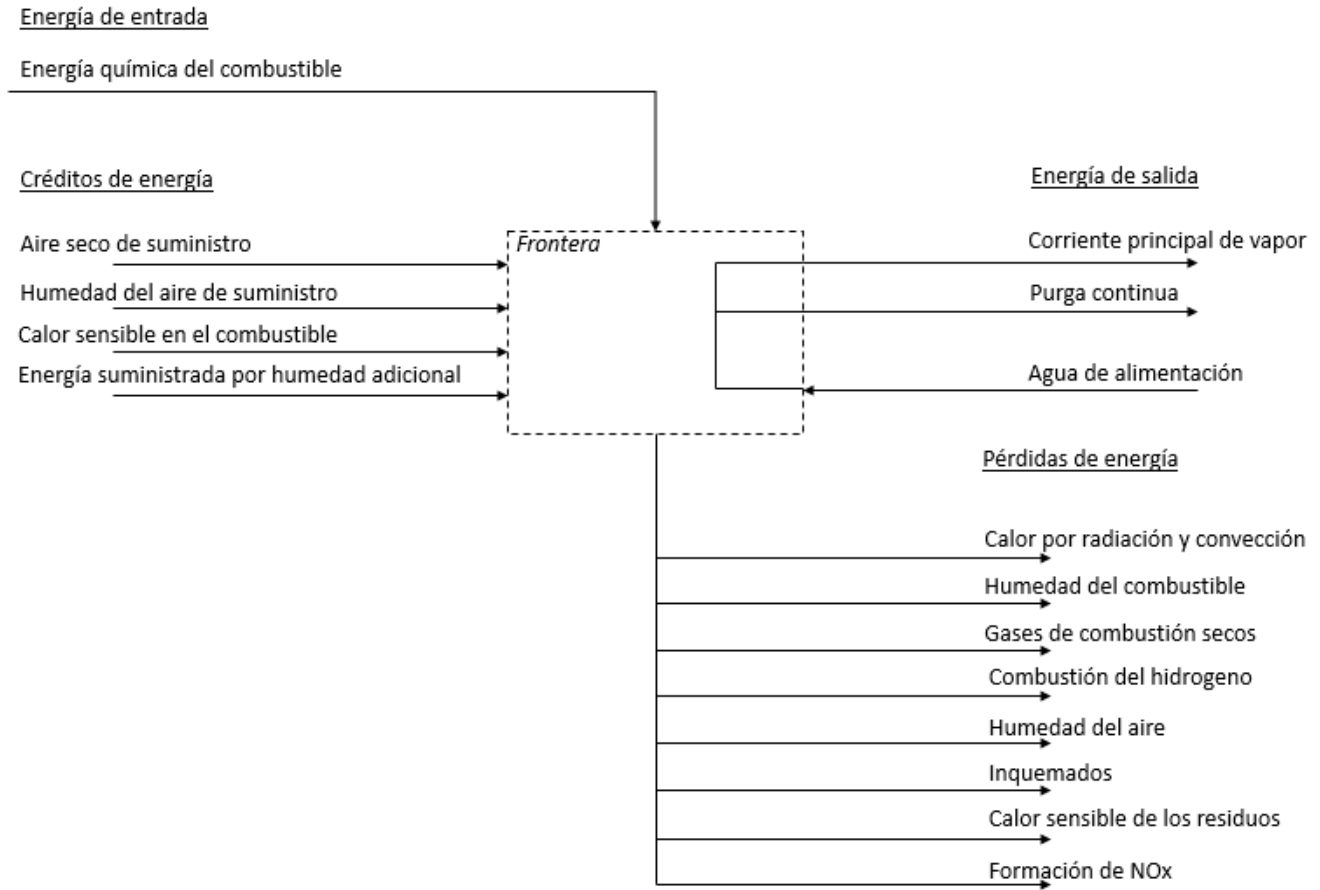


Figura 4. Balance de energía en el sistema de generación de vapor.

Expresando la ecuación 7 en términos que sean fácilmente medibles y calculados, esta ecuación queda:

$$\dot{Q}_{combustible} = \dot{Q}_{salida} + \dot{Q}_{balance}, \quad W \quad [8]$$

Donde:

$\dot{Q}_{combustible}$ = Energía suministrada por el combustible en W.

$$\dot{Q}_{combustible} = \dot{m}_{combustible} \times HHVF, \quad W \quad [9]$$

$\dot{m}_{combustible}$ = Flujo másico del combustible en kg/s.

$HHVF$ = Poder calorífico superior del combustible en W.

\dot{Q}_{salida} = Energía absorbida por el fluido de trabajo. Ésta incluye la energía adicionada al agua de alimentación para producir vapor sobrecalentado y la energía contenida en el flujo de purga como se muestra en la Figura 5.

$$\dot{Q}_{salida} = \dot{m}_{vapor} \times (h_v - h_a) + \dot{m}_{purga} \times (h_{purga} - h_a), \quad W \quad [10]$$

\dot{m}_{vapor} = Flujo másico de vapor en kg/s.

\dot{m}_{purga} = Flujo másico de purga continua en kg/s.

h_v = Entalpia del vapor sobrecalentado a la salida del supercalentador en kJ/kg.

h_{purga} = Entalpia de la purga continua en kJ/kg.

h_a = Entalpia del agua de alimentación en kJ/kg.

$\dot{Q}_{balance}$ = Suma neta de energía asociada con los flujos de entrada y salida sin incluir el aporte energético del combustible y la energía en el vapor sobrecalentado. Esta energía puede definirse como la diferencia entre las pérdidas y los créditos de energía:

$$\dot{Q}_{balance} = \dot{Q}_{rL} - \dot{Q}_{rB}, \quad W \quad [11]$$

\dot{Q}_{rL} = Suma neta de pérdidas de energía transferidas desde el sistema (excluyendo la salida principal de vapor) por flujos másicos dejando el generador, energía en las reacciones químicas endotérmicas que ocurren dentro del generador y transferencia de calor del sistema al ambiente, W. En la Figura 5 se presentan como pérdidas de energía.

QrB = Suma neta de energía transferida al generador de vapor por flujos másicos entrando al volumen de control, reacciones químicas exotérmicas y equipos auxiliares dentro del generador de vapor, W. En la Figura 5 se presentan como créditos de energía.

La eficiencia es la relación entre la salida y entrada de energía expresada en porcentaje:

$$\eta = 100 \times \frac{Salida}{Entrada}, \quad \% \quad [12]$$

Aplicando las ecuaciones 8 y 11 se puede tener una expresión en términos de las pérdidas y créditos

$$\eta = 100 \times \frac{\dot{Q}_{combustible} - \dot{Q}rL + \dot{Q}rB}{\dot{Q}_{combustible}}, \quad \% \quad [13]$$

Gran parte de las pérdidas y créditos pueden ser calculados convenientemente en términos de porcentaje de energía de aporte del combustible mientras que otras son fácilmente calculadas en términos de energía por unidad de tiempo:

$$QpL = 100 \times \frac{\dot{Q}rL}{\dot{Q}_{combustible}}, \quad \% \quad [14]$$

QpL = Porcentaje de pérdidas de energía por energía aportada por el combustible.

$$QpB = 100 \times \frac{\dot{Q}rB}{\dot{Q}_{combustible}}, \quad \% \quad [15]$$

QpB = Porcentaje de créditos de energía por energía aportada por el combustible.

Realizando los reemplazos respectivos, la ecuación para evaluar la eficiencia por el método de balance de energía queda:

$$\eta = \left(100 - \sum QpL + \sum QpB \right) \times \left(\frac{\dot{Q}_{salida}}{\dot{Q}_{salida} + \sum \dot{Q}rL - \sum \dot{Q}rB} \right) \quad \% \quad [16]$$

4.2. Propiedades del aire de combustión.

La metodología de cálculo y las constantes utilizadas están basadas en la siguiente composición del aire [1]: 0.20946 O₂, 0.78102 N₂, 0.00916 Ar, 0.00033 CO₂ moles por mol de aire y un peso molecular de 28.9625.

4.2.1. Contenido de humedad del aire. El contenido de humedad del aire puede ser determinado por medio de la medida de la temperatura de bulbo seco y la temperatura de bulbo húmedo o la humedad relativa, utilizando cartas psicométricas o la ecuación que se presenta a continuación:

$$\omega = 0.622 \times \frac{P_v}{P_a - P_v}, \quad \text{kg H}_2\text{O/kg aire seco} \quad [17]$$

$$\varphi = \frac{P_v}{P_g} \times 100, \% \quad [18]$$

Donde:

ω = Contenido de humedad del aire kg H₂O/ kg aire seco.

P_a = Presión barométrica, Pa.

P_v = Presión parcial del vapor de agua en el aire, Pa.

P_g = Presión de saturación del vapor de agua a la temperatura de bulbo seco, Pa.

4.2.2. Aire teórico: Este parámetro se define como la cantidad mínima de aire requerida para quemar completamente el combustible. Un análisis válido del combustible debería estar entre los siguientes rangos:

(a) *Carbón:* 0.316 – 0.333 kg / MJ

(b) *Aceite:* 0.316 – 0.333 kg / MJ

(c) *Gas Natural:* 0.307 – 0.316 kg / MJ

$$Aire\ te\acute{o}rico = \frac{AC}{HHVF}, \quad \frac{kg}{kJ} \quad [19]$$

$$MoA_{te\acute{o}rico} = \frac{AC}{28.9625}, \quad moles/masa\ combustible \quad [20]$$

$$N_k = \frac{MpFk}{Mwk}, \quad moles \quad [21]$$

Donde:

AC = Relaci3n aire combustible, lbm aire/lbm combustible.

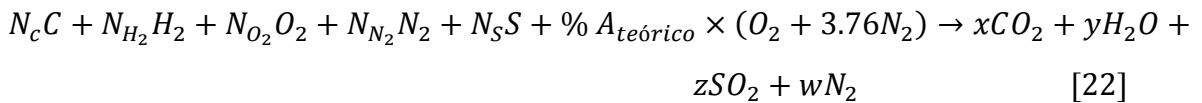
$HHVF$ = Poder calorífico superior del combustible, kJ/kg.

N_k = N3mero de moles de los constituyentes del combustible.

$MpFk$ = Porcentaje de masa del constituyente k .

Mwk = Peso molecular del constituyente k .

La ecuaci3n de combusti3n utilizando aire seco se puede escribir como:



Realizando el balance de masa para los constituyentes se obtiene:

$$C \rightarrow x = N_c$$

$$H_2 \rightarrow y = N_{H_2}$$

$$S \rightarrow z = N_S$$

$$O_2 \rightarrow N_{O_2} + \% A_{te\acute{o}rico} = 0.5y + z + x$$

$$\%A_{teórico} = 0.5N_{H_2} + N_S + N_C - N_{O_2} \quad [23]$$

$$\%A_{teórico} = 0.5 \frac{MpFH_2}{MwH_2} + \frac{MpFS}{MwS} + \frac{MpFC}{MwC} - \frac{MpFO_2}{MwO_2} \quad [24]$$

La relación másica aire combustible se calcula por definición como:

$$AC = \frac{(\%A_{teórico} \times 4.76)(28.9625)}{100} \quad [25]$$

Reemplazando la ecuación 24 en 25 se obtiene:

$$AC = 0.1151MpFC + 0.3429MpFH_2 + 0.0431MpFS - 0.0432MpFO_2, \quad \frac{kg}{kgcomb} \quad [26]$$

4.2.3. Exceso de aire. El exceso de aire se define como la cantidad de aire que excede a la cantidad necesaria para una combustión estequiométrica, para el cálculo de ésta se cuenta con analizadores de oxígeno cuyo monitoreo se realiza en base húmeda.

$$\%Aire = 100 \times \left[\frac{\%O_2 \times (MoWPc + MoA_{teórico} \times [0.7905 + MoWA])}{MoA_{teórico} \times (20.95 - \%O_2 \times [1 + MoWA])} \right], \% \quad [27]$$

$$MoWA = \frac{28.9625}{18.0153} \times \omega, \quad \text{moles/moles aire seco} \quad [28]$$

$$MoDPc = \frac{MpFC}{1201.1} + \frac{MpFS}{3206.5} + \frac{MpFN_2}{2801.34}, \quad \text{moles/masa de combustible} \quad [29]$$

$$MoWPc = MoDPc + \frac{MpFH_2}{201.59} + \frac{MpFW}{1801.53}, \quad \text{moles/kg combustible} \quad [30]$$

Donde:

ω = Contenido de humedad del aire kg H₂O/ kg aire seco.

$MoWA$ = Moles de humedad en el aire en moles H₂O/moles aire seco.

$MoA_{teórico}$ = Moles de aire teórico en mol/masa combustible.

$MoDPc$ = Moles de productos secos de la combustión.

$MoWPC$ = Moles de productos secos más moles de productos húmedos de la combustión.

$MpFC$ = Porcentaje en masa de C en el combustible.

$MpFS$ = Porcentaje en masa de S en el combustible.

$MpFO_2$ = Porcentaje en masa de O₂ en el combustible.

$MpFH_2$ = Porcentaje en masa de H₂ en el combustible.

$MpFW$ = Porcentaje en masa de H₂O en el combustible.

$\%O_2$ = Concentración de oxígeno en los gases de combustión, porcentaje en volumen, base húmeda.

4.2.3.1. Cálculo de los productos de combustión. Una vez conocido el exceso de aire se procede a calcular el porcentaje en volumen de cada componente de los productos de la combustión:

$$\%CO_2 = \left(\frac{MpCb}{\frac{12.011}{MoFg}} \right), \quad \% \quad [30]$$

$$\%SO_2 = \left(\frac{MpFS}{\frac{32.065}{MoFg}} \right), \quad \% \quad [31]$$

$$\%H_2O = \left(\frac{\frac{MpFH_2}{2.0159} + \frac{MpWF}{18.0153} + (100 + \%Aire) \times MoA_{teórico} \times MoWA}{MoFg} \right), \% \quad [32]$$

$$\%N_2F = \left(\frac{\frac{MpFN_2}{28.0134}}{MoFg} \right), \% \quad [33]$$

$$\%N_2a = 100 - \%O_2 - \%CO_2 - \%SO_2 - \%H_2O - \%N_2F, \% \quad [34]$$

$$MoFg = MoWPc + MoA_{teórico} \times \left[0.7905 + MoWA + \frac{\%Aire}{100} \times (1 + MoWA) \right] \quad [35]$$

$MoFg$ = Moles de gases húmedos de combustión por kg de combustible.

4.2.4. Aire seco. La cantidad de aire seco que entra al generador de vapor puede ser calculada analíticamente con la siguiente ecuación:

$$Aire_{seco} = Aire_{teórico} \times \left(1 + \frac{\%Aire}{100} \right), \frac{kg}{kJ} \quad [36]$$

$$\%Aire_{seco} = AC \times \left(1 + \frac{\%Aire}{100} \right), \text{ kg/kg combustible} \quad [37]$$

4.2.5. Aire húmedo. La cantidad de aire húmedo es la suma de la cantidad de aire seco y el contenido de humedad del aire:

$$Aire_{húmedo} = (1 + \omega) \times Aire_{seco}, \text{ kg/kJ} \quad [38]$$

$$\dot{m}_{aire} = Aire_{húmedo} \times \dot{Q}_{combustible}, \quad kg/s \quad [39]$$

4.2.6. Densidad del aire. La densidad del aire húmedo es calculada usando la ecuación de estado para gases ideales. Cuando la energía calorífica suministrada al aire en el precalentador proviene del generador de vapor, la temperatura del aire corresponde a la entrada del precalentador, en caso de que la fuente sea externa la temperatura del aire se toma a la salida.

$$\rho_{aire} = \frac{P_a + P_{aire}}{R_k \times (273.2^\circ C + T_{aire})}, \quad \frac{kg}{m^3} \quad [40]$$

$$R_{air} = \frac{R}{MwA}, \quad \frac{J}{kg \cdot K} \quad [41]$$

$$MwA = \frac{1 + \omega}{\frac{1}{28.9625} + \frac{\omega}{18.0153}}, \quad \frac{kg}{mol} \quad [42]$$

P_a = Presión barométrica, Pa.

MwA = Peso molecular del aire húmedo, kg/mol.

P_{aire} = Presión estática del aire dentro de la caldera, Pa.

T_{aire} = Temperatura del aire en °C.

R = Constante universal de los gases 8314.5 J / kg mol K.

R_{air} = Constante específica del gas k .

4.3. Productos de combustión.

Los productos de la combustión son calculados estequiometricamente con base en el análisis del combustible y el porcentaje de oxígeno. La cantidad total de gases son considerados húmedos y los productos solidos como cenizas, pequeñas partículas de carbón sin quemar y residuos de productos químicos adicionados al combustible no son considerados parte de los gases de escape.

4.3.1. Gases producto del combustible.

$$MqFgF = \frac{(100 - MpFAs - MpUbC - MFrSc \times MpFS)}{100 \times HHVF}, \quad \frac{kg}{kJ} \quad [43]$$

Donde:

$MqFgF$ = Gas húmedo en el combustible

$MFrSc$ = Fracción de azufre capturado, kg/kg.

$MpFAs$ = Porcentaje de masa de cenizas

$MpFS$ = Porcentaje de masa de azufre en el combustible

$MpUbC$ = Porcentaje de masa de carbón sin quemar.

4.3.2. Humedad por contenido de H₂O en el combustible.

$$MqWF = \frac{MpFH_2O}{100 \times HHVF}, \quad \frac{kg}{kJ} \quad [44]$$

$MqWF$ = Humedad por contenido de H₂O en el combustible, kg/kJ.

$MpFH_2O$ = Porcentaje en masa de H₂O en el combustible.

4.3.3. Humedad por combustión de H₂ en el combustible.

$$MqWH_2F = \frac{8.937 \times MpFH_2}{100 \times HHVF}, \quad \frac{kg}{kJ} \quad [45]$$

$MqWH_2F$ = Humedad por combustión de hidrógeno en el combustible, kg/kJ.

$MpFH_2$ = Porcentaje en masa de H₂ en el combustible.

4.3.4. Humedad contenida en el aire de combustión.

$$MqWA = \omega \times Aire_{seco}, \quad \frac{kg}{kJ} \quad [46]$$

$MqWA$ = Humedad en el aire, kg/kJ.

4.3.5. Humedad total en los gases de escape. El contenido de humedad total en los gases de escape es la suma de cada una de las fuentes:

$$MqWFg = MqWF + MqWH_2F + MqWA, \quad \frac{kg}{kJ} \quad [47]$$

4.3.6. Cantidad total de gases de escape.

$$MqFg = MqDA + MqFgF + MqWA, \quad \frac{kg}{kJ} \quad [48]$$

$$\dot{m}_{gases} = MqFg \times \dot{Q}_{combustible}, \quad \frac{kg}{kJ} \quad [49]$$

4.3.7. Gases de escape secos. La cantidad total de gases secos es la diferencia entre el total de gases de escape y la humedad total de los mismos.

$$MqDFg = MqFg - MqWFG, \quad \frac{kg}{kJ} \quad [50]$$

4.3.8. Densidad de los gases de escape. La densidad de los gases de escape es calculada usando la ecuación de estado para gases ideales. La temperatura de los gases para el cálculo de la densidad es aquella a la salida del calentador de aire.

$$\rho_{gases} = \frac{P_a + P_{gases}}{R_k \times (273.2^\circ C + T_{gases})}, \quad \frac{kg}{m^3} \quad [51]$$

$$R_{gas} = \frac{R}{MwFg}, \quad \frac{J}{kg \cdot K} \quad [52]$$

$$MwFg = 0.31999 \times \%O_2 + 0.4401 \times \%CO_2 + 0.64063 \times \%SO_2 + 0.28013 \times \%N_2F \\ + 0.28158 \times \%N_2a + 0.18015 \times H_2O, \quad \frac{masa}{mol} \quad [53]$$

P_a = Presión barométrica, Pa.

$MwFg$ = Peso molecular de los gases de escape, kg/mol.

P_{gases} = Presión estática de los gases de escape, Pa.

T_{gases} = Temperatura de los gases de escape en °C.

R = Constante universal de los gases 8314.5 J / kg mol K.

R_{gas} = Constante específica del gas k .

4.4. Pérdidas.

El cálculo de las pérdidas se subdivide en dos categorías dependiendo del método en el cual son medidas y calculadas convencionalmente. En la primera categoría están las pérdidas que son función de la energía del combustible y pueden ser expresadas en términos de pérdida de energía por unidad de entrada de energía en el combustible. La segunda categoría son pérdidas que pueden ser expresadas en términos de energía por unidad de tiempo como las pérdidas por radiación y convección.

4.4.1. Pérdidas por gases de escape secos.

$$Q_{pLDFg} = 100 \times M_{qDFg} \times HDFg, \% \quad [54]$$

Donde:

$HDFg$ = Entalpia de los gases secos a la temperatura de salida, Btu/lbm. Para el cálculo se utilizará la correlación abreviada de JANAF/NASA utilizando los coeficientes para gases de escape secos basados en una composición de 15.3% CO₂, 3.5% O₂, 0.1% SO₂ y 81.1% de nitrógeno atmosférico. La entalpia no varía significativamente para combustibles fósiles ya que el nitrógeno atmosférico es el compuesto predominante.

$$HDFg = [C0 + C1 \times T + C2 \times T^2 + C3 \times T^3 + C4 \times T^4 + C5 \times T^5] \times 2.326 \frac{kJ}{kg} \quad [55]$$

$$C0 = -0.1231899E+03$$

$$C1 = + 0.4065568E+00$$

$$C2 = + 0.5795050E-05$$

$$C3 = + 0.6331121E-07$$

$$C4 = -0.2924434E-10$$

$$C5 = -0.2491009E-14$$

T = Temperatura de los gases de escape [K]. Estos coeficientes son válidos para temperaturas entre 255 K y 1000 K.

$MqDFg$ = Peso de gases de escape secos en kg/kJ.

4.4.2. Pérdidas por humedad.

4.4.2.1. Pérdida por formación de agua en la combustión.

$$QpLH_2F = 100 \times MqWH_2F \times (h_v - h_{ref}), \% \quad [56]$$

$MqWH_2F$ = Humedad por combustión de hidrogeno en el combustible, kg/kJ.

h_v = Entalpia del vapor de agua a la temperatura de salida de los gases de escape, kJ/kg.

h_{ref} = Entalpia del vapor de agua a la temperatura de salida de los gases de escape, kJ/kg.

4.4.2.2. Pérdida por vapor de agua en el combustible.

$$QpLWvF = 100 \times MqWF \times h_{va}, \% \quad [57]$$

$MqWF$ = Humedad por contenido de H₂O en el combustible, kg/kJ.

h_v = Entalpia del vapor de agua a la temperatura de salida de los gases de escape, kJ/kg.

h_{va} = Entalpia del vapor de agua a la temperatura de salida de los gases de escape, kJ/kg.

h_{ref} = Entalpia del vapor de agua a la temperatura de salida de los gases de escape, kJ/kg.

4.4.2.3. Pérdida por humedad en el aire.

$$Q_{pLWA} = 100 \times \omega \times Aire_{seco} \times h_{va}, \% \quad [58]$$

4.4.3. Pérdida por transferencia de calor a los alrededores. Esta pérdida es estimada indirectamente midiendo la temperatura promedio de la superficie del generador de vapor y las condiciones de los alrededores próximos al casing del generador. En la Figura 6 se presenta el circuito térmico tomando como superficie de control la lámina exterior del casing.

$$\dot{Q}_{calor} = \dot{Q}_{convección} + \dot{Q}_{radiación} \quad [59]$$

$$\dot{Q}_{convección} = hc \times Ac \times (Ts - T_{air}) \quad [60]$$

$$\dot{Q}_{radiación} = hr \times Ar \times (Ts - T_{alr}) \quad [61]$$

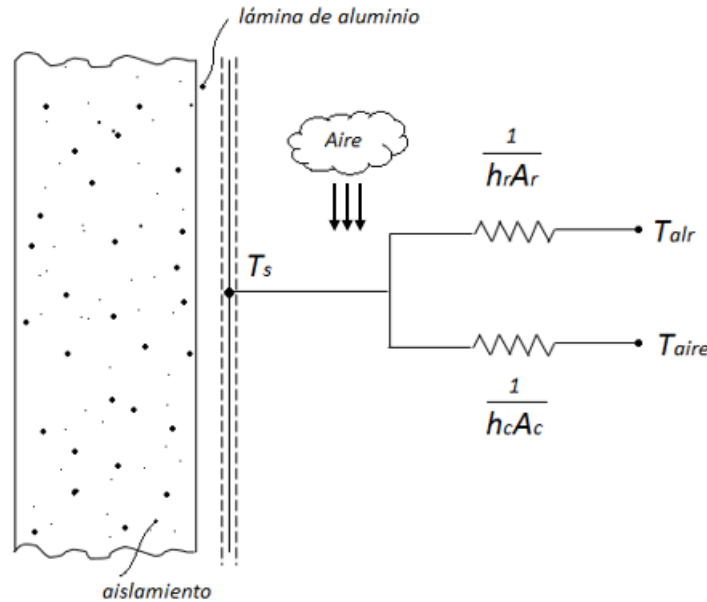


Figura 5. Circuito térmico para la transferencia de calor desde la cubierta de la caldera.

Para una temperatura de los alrededores igual a la temperatura del aire y áreas superficiales iguales la ecuación quedaría:

$$\dot{Q}_{calor} = C1 \times \sum (hc_z + hr_z) \times As_z \times (Ts_z - Tair_z), \text{ W} \quad [62]$$

$$hc_z = 0.2 \times (Ts_z - Tair_z)^{0.33} \quad o \quad 0.35 \times Vair_z^{0.8} \quad [63]$$

$$hc_z = 0.847 + 2.367E - 3 \times T_D + 2.94E - 6 \times T_D^2 + 1.37E - 9 \times T_D^3 \quad [64]$$

Donde:

As_z = Área superficial z de la cubierta, sobre el aislamiento en ft².

hc_z = Coeficiente de transferencia de calor por convección para el área z, las constantes están adaptadas al sistema inglés. Se deberá elegir el valor mayor de las dos correlaciones.

hr_z = Coeficiente de transferencia de calor por radiación, las constantes están adaptadas al sistema inglés. La correlación de la ecuación 64 es basada en una temperatura ambiente de 25°C y una emisividad de 0.8 la cual corresponde a un material en estado de oxidación y suciedad.

Ts_z = Temperatura superficial del área z, °F.

$Tair_z$ = Temperatura del aire medido a una distancia entre 2 ft – 5 ft del área superficial z, °F.

$Vair_z$ = Velocidad del aire cerca al área z, ft/s.

T_D = Diferencia de temperatura ($Ts_z - Tair_z$).

$C1 = 0.293 \text{ W}$.

5. Créditos

Como en la metodología de cálculo de las pérdidas, los créditos también pueden ser expresados en dos categorías, una en función del aporte calorífico del combustible y otro en energía por unidad de tiempo.

5.1. Crédito por entrada de aire seco.

$$QpBDA = 100 \times Aire_{seco} \times h_{aire}, \% \quad [65]$$

h_{aire} = Entalpía del aire seco a la temperatura de entrada del generador de vapor, kJ/kg.

5.2. Crédito por humedad en el aire de entrada

$$QpBWA = 100 \times \omega \times Aire_{seco} \times h_{va}, \% \quad [66]$$

h_{va} = Entalpía del vapor de agua a la temperatura de entrada al generador de vapor, kJ/kg.

6. RESULTADOS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Con ayuda de la instrumentación instalada en las calderas se logró tomar los datos requeridos para el cálculo de la eficiencia, las mediciones fueron realizadas para tres calderas SB2951, SB2952 y SB2954 ya que las otras calderas se encontraban en periodo de mantenimiento. En la Tabla 10 se presentan las variables medidas el día 27 de junio, estas fueron tomadas directamente del sistema de control distribuido DSC de calderas. Para el cálculo de las pérdidas por radiación y convección se realizaron medidas de las temperaturas superficiales del casing con un pirómetro, dividiendo la caldera por áreas conocidas y se consignaron los datos promedio como se observa en la Tabla 9, el cálculo de la pérdida se realizó con base en el numeral 4.4.3.

<i>Ubicación</i>	<i>Área z</i>	<i>Área [ft²]</i>	<i>Temperatura Superficial [°C]</i>	<i>Temperatura del aire promedio [°C]</i>	<i>Velocidad aire promedio [m/s]</i>
Costado oriental	1	57.46	52.53	36.90	2
	2	47.88	68.93	36.90	2
	3	39.68	59.14	36.90	2
	4	39.36	75.70	36.90	2
	5	34.46	122.61	36.90	2
Chimenea	6	134.24	92.08	36.90	2
Costado Occidental	7	57.46	50.59	36.90	2
	8	47.88	70.98	36.90	2
	9	39.68	68.85	36.90	2
	10	39.36	58.54	36.90	2
	11	34.46	50.59	36.90	2
Costado Norte	12	75.46	58.11	36.90	2
	13	15.15	58.11	36.90	2
	14	72.60	76.52	36.90	2
Techo	15	83.98	111.67	36.90	2
	16	35.18	118.87	36.90	2
Costado Sur	17	112.2	42.00	36.90	2

Tabla 9. Mediciones para el cálculo de la pérdida de calor para la caldera SB2951 el día 27/07/2017.

UNIDADES	VARIABLE MEDIDA	TAG INST.	VALOR
m ³ /s	FLUJO DE GAS DE COMBUSTIÓN DE B-2951.	U2950-FI_29502	16.97
m ³ /s	FLUJO DE GAS DE COMBUSTIÓN DE B-2952.	U2950-FI_29507	20.88
m ³ /s	FLUJO DE GAS DE COMBUSTIÓN DE B-2954.	U2950-FI_29517	18.68
m ³ /s	FLUJO AIRE DE COMBUSTIÓN DE B-2951.	U2950-FI_29505	325.54
m ³ /s	FLUJO AIRE DE COMBUSTIÓN DE B-2952.	U2950-FI_29510	273.41
m ³ /s	FLUJO AIRE DE COMBUSTIÓN DE B-2954.	U2950-FI_29520	379.69
kg/s	FLUJO AGUA DE ALIMENTACION DE B-2951.	U2950-FI_29504	21.45
kg/s	FLUJO AGUA DE ALIMENTACION DE B-2952.	U2950-FI_29509	21.50
kg/s	FLUJO AGUA DE ALIMENTACION DE B-2954.	U2950-FI_29519	22.80
kg/s	FLUJO VAPOR PROD. DE 600 # DE B-2951.	U2950-FI_29503	24.18
kg/s	FLUJO VAPOR PROD. DE 600 # DE B-2952.	U2950-FI_29508	24.10
kg/s	FLUJO VAPOR PROD. DE 600 # DE B-2954.	U2950-FI_29518	24.44
kPa	PRESIÓN DE GAS COMBUSTIBLE EN EL D_2953	U2950-PI_29522	421.83
%vol	CONTENIDO DE OXIGENO	U2950-AI_29501	1.78
%vol	CONTENIDO DE OXIGENO	U2950-AI_29502	2.15
%vol	CONTENIDO DE OXIGENO	U2950-AI_29504	1.69
°C	TEMPERATURA DE GASES A CHIMENEA DE B-2951.	U2950-TI_29505	77.77
°C	TEMPERATURA DE GASES A CHIMENEA DE B-2952.	U2950-TI_29512	161.97
°C	TEMPERATURA DE GASES A CHIMENEA DE B-2954.	U2950-TI_29526	192.93
°C	TEMPERATURA DEL VAPOR GENERADO DE B-2951.	U2950-TI_29506	400.39
°C	TEMPERATURA DEL VAPOR GENERADO DE B-2952.	U2950-TI_29513	418.10
°C	TEMPERATURA DEL VAPOR GENERADO DE B-2954.	U2950-TI_29527	389.91
kPa	PRESIÓN DEL TAMBOR DE VAPOR DE B-2951.	U2950-PI_29506	4263.52
kPa	PRESIÓN DEL TAMBOR DE VAPOR DE B-2952.	U2950-PI_29509	4215.97
kPa	PRESIÓN DEL TAMBOR DE VAPOR DE B-2954.	U2950-PI_29515	4309.22
Pa	TIRO DEL VTF DESPUÉS DEL PRECALENTADOR DE B-2951.	U2950-PI_29531	1247.32
Pa	TIRO DEL VTF DESPUÉS DEL PRECALENTADOR DE B-2952.	U2950-PI_29536	1622.90
Pa	TIRO DEL VTF DESPUÉS DEL PRECALENTADOR DE B-2954.	U2950-PI_29546	2101.70
°C	TEMPERATURA DE GASES AL ECONOMIZADOR DE B-2951.	U2950-TI_29501	300.59
°C	TEMPERATURA DE GASES AL ECONOMIZADOR DE B-2952.	U2950-TI_29508	341.10
°C	TEMPERATURA DE GASES AL ECONOMIZADOR DE B-2954.	U2950-TI_29522	339.83
°C	TEMPERATURA DEL AIRE DEL CALENTADOR DE B-2951.	U2950-TI_29503	115.66
°C	TEMPERATURA DEL AIRE DEL CALENTADOR DE B-2952.	U2950-TI_29510	155.60
°C	TEMPERATURA DEL AIRE DEL CALENTADOR DE B-2954.	U2950-TI_29524	170.21
Pa	TIRO GASES A LA CHIMENEA DE B-2951.	U2950-PI_29535	44.72
Pa	TIRO GASES A LA CHIMENEA DE B-2952.	U2950-PI_29540	0.00
Pa	TIRO GASES A LA CHIMENEA DE B-2954.	U2950-PI_29550	42.59
kPa	PRESIÓN CABEZAL DE VAPOR DE 600 # DE LA U-2950.	U2950-PI_29501A	4138.01
°C	TEMPERATURA DE GASES DEL ECONOMIZADOR DE B-2951.	U2950-TI_29504	249.67
°C	TEMPERATURA DE GASES DEL ECONOMIZADOR DE B-2952.	U2950-TI_29511	268.16
°C	TEMPERATURA DE GASES DEL ECONOMIZADOR DE B-2954.	U2950-TI_29525	259.36
KPa	PRESIÓN DEL AGUA DE ALIMENTACIÓN A CALDERAS B-29515.	U2950 -PI_29525	5412.38
°C	TEMPERATURA DEL AIRE AL CALENTADOR DE B-2951.	U2950-TI_29502	31.82
°C	TEMPERATURA DEL AIRE AL CALENTADOR DE B-2952.	U2950-TI_29509	32.11
°C	TEMPERATURA DEL AIRE AL CALENTADOR DE B-2954.	U2950-TI_29523	45.82

Tabla 10. Variables medidas para las calderas SB2951/2/4 el día 27/07/2017.

Además, se obtenían los reportes diarios de los resultados de las cromatografías del gas combustible para realizar el análisis del combustible ya que la composición varía dependiendo de los desvíos que se realicen a la red de gas. Una vez recopilados todos los datos, estos eran ingresados en el programa realizado en el software *EES* para el cálculo de la eficiencia, los resultados obtenidos son presentados en las Tablas 11,12 y 13 en las cuales se presentan las pérdidas de energía y el valor de eficiencia para cuatros días en los cuales se realizó la medición de las variables requeridas para el cálculo de la pérdida por radiación y convección, para el análisis de la eficiencia realizado en otros días se tomó el mayor valor de los cuatro para cada caldera con el fin de obtener un resultado más conservador.

Medición realizada el día:	27/07/2017	28/07/2017	29/07/2017	30/07/2017
Flujo de vapor [kg/s]	24.18	25.64	26.25	25.56
Flujo de gas combustible [m ³ /s]	16.97	17.75	18.18	17.54
Pérdida por gases secos [%]	1.66	1.66	1.76	1.57
Pérdida por combustión de H ₂ [%]	9.69	9.60	9.82	9.72
Pérdida por humedad en el aire [%]	0.06	0.06	0.08	0.09
Pérdida de calor por el casing [kW]	528.14	708.91	772.44	777.91
Eficiencia [%]	88.06	87.99	87.66	87.90

Tabla 11. Resultados para las pérdidas y eficiencia de la caldera SB2951.

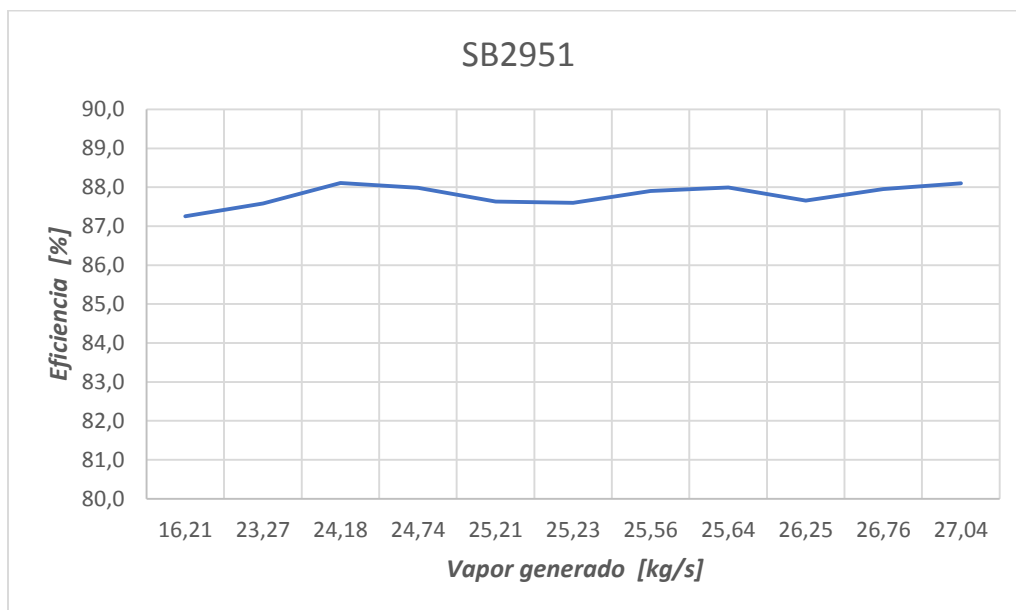


Figura 6. Tendencia de la eficiencia en diferentes cargas para la caldera SB2951.

Según los resultados obtenidos para la caldera SB2951 consignados en la Tabla 11, el mayor valor de eficiencia encontrado (88.06%) corresponde al día con menor flujo de vapor y menores pérdidas de calor y el menor valor de eficiencia (87.66%) corresponde al día con mayor flujo de vapor y una cantidad considerable de pérdida de calor, la Figura 7 describe el comportamiento de la eficiencia a diferentes cargas, sin embargo se puede observar que no hay una variación significativa probablemente debido a que el sistema de control realiza los ajustes de otras variables para mantener el rendimiento del sistema.

Medición realizada el día:	27/07/2017	28/07/2017	29/07/2017	30/07/2017
Flujo de vapor [kg/s]	24.10	26.04	28.81	25.88
Flujo de gas combustible [m ³ /s]	20.88	22.66	24.93	22.05
Pérdida por gases secos [%]	4.47	4.54	4.86	4.54
Pérdida por combustión de H ₂ [%]	10.29	10.17	10.42	10.30
Pérdida por humedad en el aire [%]	0.19	0.22	0.29	0.36
Pérdida de calor por el casing [kW]	665.67	811.92	988.57	899.21
Eficiencia [%]	84.44	84.48	83.84	84.20

Tabla 12. Resultados para las pérdidas y eficiencia de la caldera SB2952.

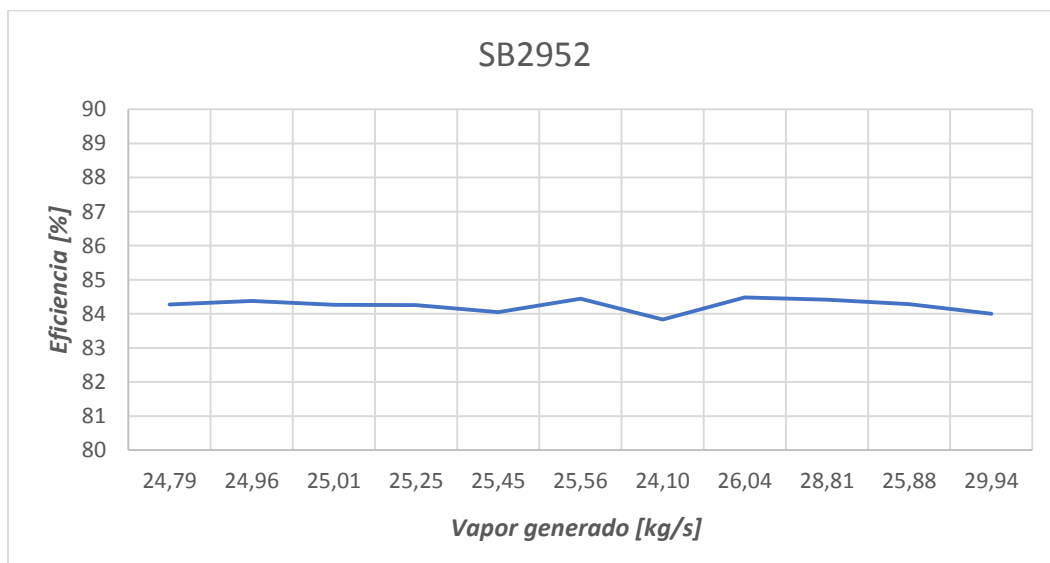


Figura 7. Tendencia de la eficiencia en diferentes cargas para la caldera SB2952.

En el caso de la caldera SB2952 la menor eficiencia obtenida corresponde al día con mayor flujo de vapor y consumo de combustible, mayores pérdidas por gases secos, pérdidas por combustión de H₂ y pérdida de calor como se puede observar en la Tabla 12.

Medición realizada el día:	27/07/2017	28/07/2017	29/07/2017	30/07/2017
Flujo de vapor [kg/s]	24.44	24.46	24.48	23.49
Flujo de gas combustible [m ³ /s]	18.68	18.79	18.56	17.69
Pérdida por gases secos [%]	5.36	5.41	5.37	5.30
Pérdida por combustión de H ₂ [%]	10.38	10.19	10.35	10.17
Pérdida por humedad en el aire [%]	0.50	0.52	0.71	1.30
Pérdida de calor por el casing [kW]	700.79	743.54	837.12	793.44
Eficiencia [%]	83.63	83.76	83.52	83.51

Tabla 13. Resultados para las pérdidas y eficiencia de la caldera SB2954.

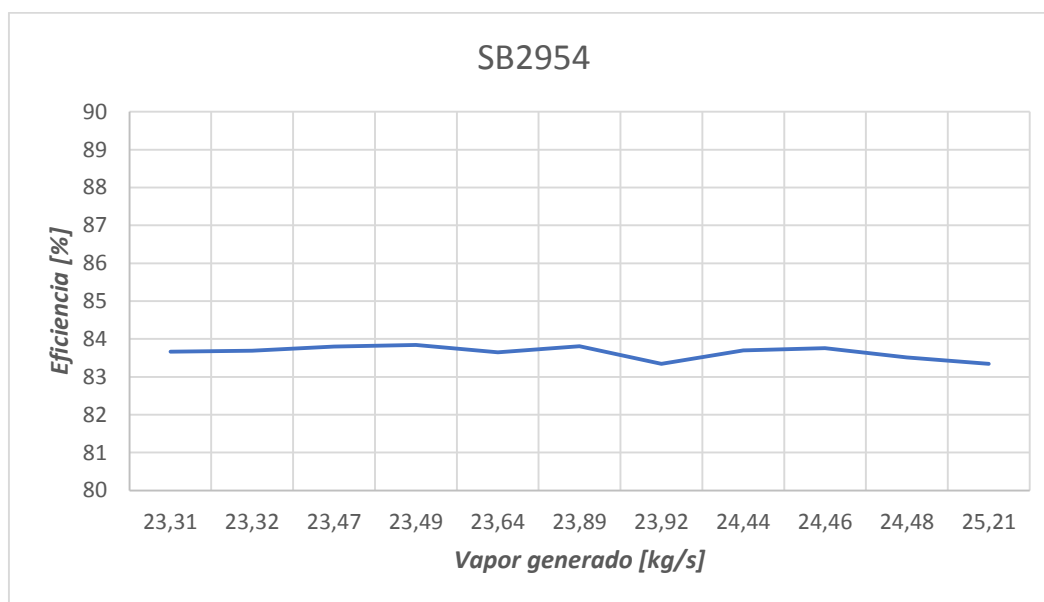


Figura 8. Tendencia de la eficiencia en diferentes cargas para la caldera SB2954.

Según la Tabla 13 el menor valor de eficiencia para la SB2954 corresponde al día con menor carga y mayores pérdidas por humedad en el aire sin embargo los cuatro valores son muy similares y se evidencia en la curva de la eficiencia en función del vapor generado en la Figura 9. Cabe resaltar que la evaluación para las tres calderas se realizó en un corto rango de operación con relación a la capacidad máxima para la cual están diseñadas, sin embargo, se espera que para capacidades mayores se obtenga la misma tendencia.

Aparentemente la caldera SB2951 es más eficiente, sin embargo al revisar las variables medidas en la Tabla 10 se encontró que la temperatura de los gases de escape está muy por debajo de las ventanas operativas definidas para evitar el punto de rocío de los gases y la formación de ácido sulfúrico, ésta disminución de la temperatura es debido al mal estado de los tubos del calentador de aire que probablemente presentan pase que propicia la mezcla del aire fresco con los gases y además hace que el valor de las pérdidas por gases secos varíe y por consiguiente el valor de la eficiencia para dicha unidad. Los valores para la eficiencia de las calderas SB2952/54 son más confiables, la eficiencia de la caldera SB2952 es ligeramente mayor a la de la caldera SB2954 principalmente porque la pérdida por gases secos es menor y se puede evidenciar en las temperaturas de los gases de chimenea, lo cual puede significar dos cosas, pase en el calentador de aire de la SB2952 que disminuye la temperatura de gases o pérdida de efectividad en los intercambiadores de calor del circuito aire-gases en la caldera SB2954.

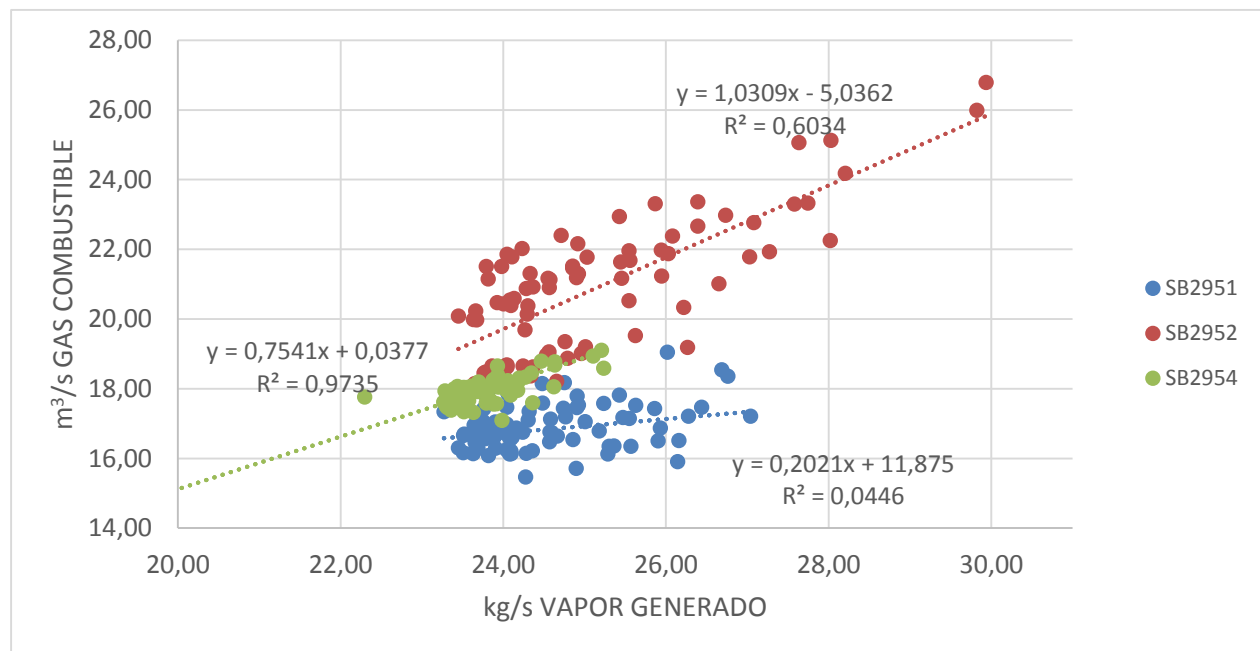


Figura 9. Relación entre el vapor generado vs el consumo de gas combustible.

En la Figura 10 se presenta la relación entre el vapor generado y el gas combustible consumido de la cual se puede inferir que la caldera SB2951 es la que tiene mejor eficiencia térmica, seguido de la caldera SB2954 la cual presenta menor eficiencia combustible – vapor que la SB2952, pero mayor eficiencia térmica.

AC = 15,84 [kg/kg]	Air = 0,0003428 [kg/kJ]	Air% = 10,5 [%]	Air _{dry} = 0,0003365 [kg/kJ]	Air _{dry} % = 17,5 [kg/kg]	Air _{theo} = 0,0003045 [kg/kJ]	Air _{theo,moles} = 0,5468 [mol]
C2H4% = 1,547 [%]	C2H6% = 5,066 [%]	C3H6% = 3,993 [%]	C3H8% = 1,669 [%]	C4H10% = 0,1825 [%]	C5H10% = 0,699 [%]	C5H12% = 0 [%]
CH4% = 65,62 [%]	CO% = 0,4318 [%]	CO2% = 0,05368 [%]	CO2% _{wet} = 8,711 [%]	η = 88,06 [%]	H2% = 16,68 [%]	H2O% = 19 [%]
H2O% _{dry} = 23,46	H2S% = 0 [%]	HDAEn = 5,012 [kJ/kg]	HDFg = 52,33 [kJ/kg]	HHV.C2H4 = 59607 [kJ/m ³]	HHV.C2H6 = 65933 [kJ/m ³]	HHV.C3H6 = 86925 [kJ/m ³]
HHV.C3H8 = 93747 [kJ/m ³]	HHV.C4H10 = 121356 [kJ/m ³]	HHV.C5H10 = 143484 [kJ/m ³]	HHV.C5H12 = 149148 [kJ/m ³]	HHV.CH4 = 37632 [kJ/m ³]	HHV.CO = 11941 [kJ/m ³]	HHV.H2 = 12079 [kJ/m ³]
HHV.H2S = 23738 [kJ/m ³]	HHV.iC4 = 121356 [kJ/m ³]	HHV.iC5 = 149148 [kJ/m ³]	HHVGF = 37774 [kJ/m ³]	HHVGF _{kg} = 52003 [kJ/kg]	HSt = 3211 [kJ/kg]	HStLv = 2647 [kJ/kg]
HW = 512,3 [kJ/kg]	HWBd = 1106 [kJ/kg]	HWR _e = 125,6 [kJ/kg]	HWWE _n = 9,283 [kJ/kg]	HWLV = 98,77 [kJ/kg]	iC4% = 0,3726 [%]	iC5% = 0,02746 [%]
MFrSc = 0	MoC.C2H4 = 2	MoC.C2H6 = 2	MoC.C3H6 = 3	MoC.C3H8 = 3	MoC.C4H10 = 4	MoC.C5H10 = 5
MoC.C5H12 = 6	MoC.CH4 = 1	MoC.CO = 1	MoC.CO2 = 1	MoC.iC4 = 4	MoC.iC5 = 5	MoDFg = 0,551
MoDPc = 0,06135	MoFg = 0,6802	MoH2.C2H4 = 2	MoH2.C2H6 = 3	MoH2.C3H6 = 3	MoH2.C3H8 = 4	MoH2.C4H10 = 5
MoH2.C5H10 = 5	MoH2.C5H12 = 6	MoH2.CH4 = 2	MoH2.H2 = 1	MoH2.H2S = 1	MoH2.iC4 = 5	MoH2.iC5 = 6
MoN2.N2 = 1	MoO2.CO = 0,5	MoO2.CO2 = 1	MoO2.O2 = 1	MoS.H2S = 1	MoWA = 0,03033	MoWPc = 0,1723 [mol]
MpAsF = 0 [%]	MpF.C = 71,17 [%]	MpF.H2 = 22,37 [%]	MpF.N2 = 5,867 [%]	MpF.O2 = 0,593 [%]	MpF.S = 0 [%]	MpUbC = 0 [%]
MpWFg = 12,37 [%]	MqDFg = 0,0003173 [kg/kJ]	MqFg = 0,0003621 [kg/kJ]	MqFgF = 0,00001923 [kg/kJ]	MqWA = 0,000006347 [kg/kJ]	MqWFg = 0,00004478 [kg/kJ]	MqWH2F = 0,00003844 [kg/kJ]
MrSt = 24,18 [kg/s]	MrWBd = 1,072 [kg/s]	MvF.C = 0,01227 [kg/mole]	MvF.H2 = 0,003856 [kg/mole]	MvF.N2 = 0,001012 [kg/mole]	MvF.O2 = 0,0001022 [kg/mole]	MvF.S = 0 [kg/mole]
MW.C = 0,01201 [kg/mole]	MW.H2 = 0,002016 [kg/mole]	MW.N2 = 0,02801 [kg/mole]	MW.O2 = 0,032 [kg/mole]	MW.S = 0,03207 [kg/mole]	MwFg = 27,68	MwGF = 0,01724 [kg/mole]
Mw _{air} = 28,64	m _{agua} = 21,45 [kg/s]	N2% = 3,611 [%]	N2a% _{wet} = 70,21 [%]	N2F% _{wet} = 0,3079 [%]	O2% = 0,04997 [%]	ω = 0,01886 [kg/kg]
Ox% = 1,768 [%]	Pg = 4,247 [kPa]	ϕ = 70 [%]	Pv = 2,973 [kPa]	P _{air} = 1,247 [kPa]	P _{amb} = 101 [kPa]	P _{blowdown} = 4264 [kPa]
P _{feedwater} = 5513 [kPa]	P _{fuel} = 101 [kPa]	P _{gases} = 0,04472 [kPa]	P _{steam} = 4239 [kPa]	QpBDA = 0,1686 [%]	QpBWA = 0,005892 [%]	QpLDFg = 1,66 [%]
QpLH2F = 9,69 [%]	QpLWA = 0,06269 [%]	QrLsrc = 528,1 [kW]	QrO = 65896 [kW]	\dot{Q}_{fuel} = 640871 [kW]	R = 8,314 [kJ/kmol-K]	ρ_{air} = 1,155 [kg/m ³]
ρ_{C2H4} = 1,18 [kg/m ³]	ρ_{C2H6} = 1,265 [kg/m ³]	ρ_{C3H6} = 1,771 [kg/m ³]	ρ_{C3H8} = 1,856 [kg/m ³]	ρ_{C4H10} = 2,446 [kg/m ³]	ρ_{C5H10} = 2,951 [kg/m ³]	ρ_{C5H12} = 3,036 [kg/m ³]
ρ_{CH4} = 0,6764 [kg/m ³]	ρ_{CO} = 1,179 [kg/m ³]	ρ_{CO2} = 1,852 [kg/m ³]	ρ_{fuel} = 0,7264 [kg/m ³]	ρ_{gases} = 0,9587 [kg/m ³]	ρ_{H2} = 0,08483 [kg/m ³]	ρ_{H2S} = 1,434 [kg/m ³]
ρ_{iC4} = 2,446 [kg/m ³]	ρ_{iC5} = 3,036 [kg/m ³]	ρ_{N2} = 1,179 [kg/m ³]	ρ_{O2} = 1,347 [kg/m ³]	R _{air} = 0,2903 [kJ/kg-K]	R _{gases} = 0,3004 [kJ/kmol-K]	SO2% _{wet} = 0
Tdb.K = 303,2 [K]	T _{air} = 31,82 [C]	T _{DB} = 30 [C]	T _{DB,F} = 86 [F]	T _{feedwater} = 121,1 [C]	T _{fuel} = 15,56 [C]	T _{gases} = 77,77 [C]

Figura 10. Resultados obtenidos en el Software EES para los datos tomados el 27/06/2017 para la caldera SB2951.

7. RECOMENDACIONES

Según las medidas realizadas en campo para el cálculo de las pérdidas de calor por radiación y convección, se pudo evidenciar que la caldera SB2952 presenta puntos calientes y rotura de las paredes en algunas zonas de su infraestructura y se ve reflejado en la cantidad de calor cedido por hora de la Tabla 12 el cual es superior al de las otras calderas. Se recomienda entonces revisar la insulación y los tubos de las paredes de estas zonas ya que las altas temperaturas pueden provocar fatiga térmica del material. También se recomienda mantener en operación los precalentadores ya que ayudan a reducir el contenido de humedad del aire de combustión y por ende la pérdida de energía por humedad.

Una vez se encuentren disponibles las otras calderas es conveniente evaluar su eficiencia para determinar el plan de deslastre a ejecutar y disminuir el consumo de gas combustible. Se debe considerar sacar de servicio la caldera SB2952 ya que presenta la eficiencia térmica más baja.

Se proponen también dos opciones para mejorar la prueba de rendimiento para el caso en el que se presente infiltración de aire en el calentador, una incluye la instalación de un medidor de oxígeno en la chimenea para determinar el porcentaje de aire infiltrado pero requiere de un costo extra o realizar un análisis del intercambiador utilizando los principios de transferencia de calor para determinar la temperatura teórica de los gases de escape a la salida del calentador y realizar la prueba con ésta temperatura. Actualmente se está trabajando en iniciativas para reducir el contenido de ácido sulfhídrico en el combustible que se quema en las calderas y se espera que en un futuro los calentadores no presenten este inconveniente por formación de ácido sulfúrico que causa corrosión severa de la tubería.

Con el fin de establecer una línea base para comparar la eficiencia de las calderas antes y después de una intervención de mantenimiento se propone realizar esta prueba en un periodo previo a la parada del generador de vapor.

8. CONCLUSIONES

Se realizó la evaluación de la eficiencia con base en el método indirecto de tres calderas obteniendo valores promedio de 87.88% para la caldera SB2951, 84.24% para la caldera SB2952 y 83.60% para la caldera SB2954 existiendo incertidumbre en los valores correspondientes a las calderas 1 y 2 ya que se presume rotura en el calentador de aire, sin embargo, la eficiencia encontrada de las calderas 2 y 4 son valores típicos de generadores de vapor de este tipo. Los valores promedios de las pérdidas de radiación y convección encontrados en porcentaje de energía del combustible corresponden a 1.14% para la SB2951, 1.07% para la SB2952 y 1.21% para la SB2954 los cuales al ser comparados con cartas de pérdida de calor vs vapor generado de la literatura técnica son muy aproximados y pueden ser de ayuda para futuros estudios de rendimiento. Se pudo determinar que las pérdidas que más afectan el rendimiento de las calderas son aquellas debidas a la combustión de H_2 presente en el combustible con un porcentaje alrededor de 10.10% la cual puede ser disminuida reduciendo el contenido de hidrógeno en el combustible, pero la variación es muy mínima para combustibles fósiles. La pérdida por gases secos sigue en este orden con un porcentaje promedio de 4.98% y como se dijo anteriormente, esta pérdida está fuertemente relacionada con la temperatura de los gases de escape, pero condicionada por el punto de rocío. Por último, están las pérdidas de calor con un porcentaje promedio de 1.14% y las pérdidas por humedad del aire que resultan ser poco significativas.

La programación realizada en el software *EES* facilitó el estudio ya que permitió evaluar la eficiencia para diferentes condiciones de operación y calcular las propiedades termodinámicas de los fluidos en estudio en diferentes estados.

Se logró comprender el funcionamiento de este tipo de sistemas, se identificaron los elementos que los componen, los rangos de operación, las variables que afectan su funcionamiento y gracias a la instrumentación y los sistemas de control de los generadores de vapor se tomaron las mediciones necesarias para el cálculo de manera eficaz y confiable, obteniéndose valores satisfactorios lo cual da credibilidad a las recomendaciones realizadas en el ítem anterior.

9. BIBLIOGRAFÍA

- [1] American Society of Mechanical Engineers, Performance test code for fired steam generators, PTC-4. 2013.
- [2] Departamento de Servicios Industriales Balance, Manual de Procesos de la Unidad.
- [3] Shapiro, Howard, Moran, Michael. Fundamentos de Termodinámica Técnica. Segunda Ed. Editorial Reverté.
- [4] CASTRO MORA, J. Operación y mantenimiento de calderas, Primera Ed. Bogotá, Colombia: Unidad de publicaciones Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de Colombia, 2002.
- [5] Restrepo, Á. H., Burbano, J. C., Salgado Á. A., Caracterización y posibilidades de ahorro energético en generación de vapor - estudio de caso, Sci. Tech. UTP, vol. XI, no. 28, pp. 77–82, 2005.
- [6] UPME, COLCIENCIAS, Guía para la implementación de sistemas de gestión integral de la energía, Colombia. Obtenido de: <http://www.si3ea.gov.co/>.
- [7] Restrepo, Á. H. Memorias de diplomado Gestión Total Eficiente de la Energía, Universidad de Cienfuegos. Cienfuegos, Cuba. 1999.
- [8] GOLATO, Marcos A. Metodología de cálculo de la eficiencia térmica de generadores de vapor. Revista Industrial Agrícola. Tucumán, vol.85, n.2, pp. 17-31, 2008.